

#4



IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

K-1973

Applicant : Hiroyuki Oka et al
Title : BRAKE APPARATUS
Serial No. : 09/837,483
Filed : April 19, 2001
Group Art Unit : 3613
Examiner :

Hon. Commissioner of Patents and Trademarks
Washington, D. C. 20231

June 26, 2001

SUBMISSION OF PRIORITY DOCUMENTS

Sir:

Submitted herewith are certified copies of Japanese Patent Applications No. 2000-120685 filed on April 21, 2000; No.2000-209772 filed on July 11, 2000; No. 2000-317888 filed on October 18, 2000; No.2001-096400 filed on March 29, 2001; and No. 2001-096401 filed on March 29, 2001.

Priorities of the above applications are claimed under 35 USC 119.

KANESAKA AND TAKEUCHI

by Manabu Kanesaka
Manabu Kanesaka
Reg. No. 31,467
Agent for Applicants

1423 Powhatan Street
Alexandria, Virginia 22314
(703) 519-9785

RECEIVED

JUL 03 2001

TO 3600 MAIL ROOM

Sen.09/837,483

1/5



日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日
Date of Application:

2000年 4月21日

出 願 番 号
Application Number:

特願2000-120685

出 願 人
Applicant(s):

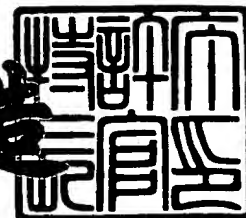
ボッシュ ブレーキ システム株式会社
株式会社デンソー

RECEIVED
JUL 03 2001
TO 3600 MAIL ROOM

2001年 5月30日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

及 川 耕 造



出証番号 出証特2001-3032907

【書類名】 特許願

【整理番号】 JK00401K

【提出日】 平成12年 4月21日

【あて先】 特許庁長官 近藤隆彦 殿

【国際特許分類】 B60T 13/12

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 ボッシュ
ブレーキ システム株式会社内

【氏名】 島田昌宏

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 ボッシュ
ブレーキ システム株式会社内

【氏名】 岡弘之

【特許出願人】

【識別番号】 000181239

【氏名又は名称】 ボッシュ ブレーキ システム株式会社

【代理人】

【識別番号】 100094787

【弁理士】

【氏名又は名称】 青木健二

【選任した代理人】

【識別番号】 100088041

【弁理士】

【氏名又は名称】 阿部龍吉

【選任した代理人】

【識別番号】 100092495

【弁理士】

【氏名又は名称】 蛭川昌信

【選任した代理人】

【識別番号】 100092509

【弁理士】

【氏名又は名称】 白井博樹

【選任した代理人】

【識別番号】 100095120

【弁理士】

【氏名又は名称】 内田亘彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100095980

【弁理士】

【氏名又は名称】 菅井英雄

【選任した代理人】

【識別番号】 100097777

【弁理士】

【氏名又は名称】 荻澤弘

【選任した代理人】

【識別番号】 100091971

【弁理士】

【氏名又は名称】 米澤明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 014904

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9101002

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ブレーキ増圧マスタシリンダ

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ操作時に駆動されるポンプと、ブレーキ操作時に加えられる入力でストロークする入力軸と、マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンと、前記ポンプのポンプ吐出圧をブレーキ操作力またはブレーキ操作ストロークに応じて調圧する圧力制御弁と、この圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧が供給されるとともにこのポンプ吐出圧を前記入力軸と前記マスタシリンダピストンとに作用させるようになっているポンプ吐出圧室とを少なくとも備えているとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークを短くするように制御するストロークシミュレータを備え、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に基づいてブレーキが作動されるとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークが短くなるようにされていることを特徴とするブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項 2】 前記ストロークシミュレータは、前記マスタシリンダピストンと前記入力軸との間に配設されたストローク制御スプリングを有し、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧と前記ストローク制御スプリングのスプリング力と前記入力とがバランスするように前記入力軸のストロークを短縮することを特徴とする請求項 1 記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項 3】 前記圧力制御弁は、前記ポンプ吐出圧によるブレーキシステム以外の他のブレーキシステムが非作動のときはポンプ吐出圧を大きくなるように調圧し、また他のブレーキシステムが作動のときはポンプ吐出圧を小さくなるように調圧することを特徴とする請求項 1 または 2 記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項 4】 前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でマスタシリンダピストンが作動し、このマスタシリンダピストンの作動により発生するマスタシリンダ圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項 5】 前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムが併用され、ポンプ吐出圧によりブレーキ力を発生するブレーキシステムにおいて、操作手段の操作力による入力に応じて調圧されたポンプ吐出圧を発生するブレーキ増圧マスタシリンダの技術分野に属し、特に、他のブレーキシステムの作動時に、この他のブレーキシステムの作動によるブレーキ力に相当する分、ポンプ吐出圧によるブレーキ力を小さくなるようにするため、ペダルストローク量を補正するとともに、ペダルストロークを小さくするブレーキ増圧マスタシリンダの技術分野に属するものである。なお、以下の説明において、マスタシリンダをMCYとも表記する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

例えば、自動車のブレーキシステムにおいては、従来、液圧によりブレーキペダルのペダル踏力を所定の大きさに倍力させて大きなブレーキ液圧を発生させるブレーキ液圧倍力装置が採用されている。このブレーキ液圧倍力装置は、小さなブレーキペダル踏力で大きなブレーキ力を得ることができ、これにより、制動を確実にしかつ運転者の労力を軽減することができるものである。

【0 0 0 3】

このような従来のブレーキ液圧倍力装置は、ブレーキペダルのペダル踏力に基づく入力で制御弁が作動して入力に応じた作動液圧を発生させ、この作動液圧を動力室に導入することで、入力を所定の倍力比で倍力して出力するようになっている。そして、このブレーキ液圧倍力装置の出力でブレーキマスタシリンダのピストンを作動させて、MCYがMCY圧を発生し、このMCY圧がホイールシリンダにブレーキ液圧として導入されることにより、ブレーキが作動するようにな

っている。

【 0 0 0 4 】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、従来のブレーキシステムにおいては、例えば回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムと併用されているMCY圧による通常のブレーキシステムが種々提案されている。

【 0 0 0 5 】

このようなブレーキシステムでは、MCY圧によるブレーキ力以外に他のブレーキシステムによるブレーキ力がかかるようになる。この場合、他のブレーキシステムによるブレーキ力が発生しているときに通常ブレーキ作動によるMCYのブレーキ力がかかると、車両のトータルのブレーキ力が大きくなり過ぎる。このため、このような場合には、他のブレーキシステムによるブレーキ力の分、MCY圧によるブレーキ力を小さくしなければならない。そこで、他のブレーキシステムの作動時に、他のブレーキシステムの非作動時の通常ブレーキ作動時における入力と同じ入力で通常ブレーキを作動させた場合は、ペダルストロークが通常ブレーキ作動時のペダルストロークより小さくする必要がある。また、他のブレーキシステムの作動時に、通常ブレーキを作動させる場合は、ペダル入力を他のブレーキシステムの非作動時に通常ブレーキを作動させる場合に比べて小さくする必要がある。

【 0 0 0 6 】

このように、MCY圧によるブレーキ力以外に他のブレーキシステムによるブレーキ力がかかるようなブレーキシステムにおいては、MCY圧によるブレーキシステムにおけるMCY圧とペダルストロークの補正が求められる。その場合、特にストローク特性を変える場合には、従来のMCY圧によるブレーキシステムではシステム構成が複雑になり、また、このようなストローク特性を人工的に作り出すにはブレーキフィーリングが問題となる。

【 0 0 0 7 】

本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムの作動、非作動に関係なく、ペダル

踏力に対する車両減速度（ブレーキ力）やペダルストロークをほぼ同じにするブレーキ特性が得られるブレーキ増圧マスタシリンダを提供することである。

本発明の他の目的は、回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムの作動、非作動に関係なく、ペダルストロークを短くできるストローク特性を有するブレーキ増圧マスタシリンダを提供することである。

本発明の更に他の目的は、ストローク特性を補正しても、ブレーキフィーリングを良好にできるブレーキ増圧マスタシリンダを提供することである。

【 0 0 0 8 】

【課題を解決するための手段】

前述の課題を解決するために、請求項 1 の発明は、ブレーキ操作時に駆動されるポンプと、ブレーキ操作時に加えられる入力でストロークする入力軸と、マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンと、前記ポンプのポンプ吐出圧をブレーキ操作力またはブレーキ操作ストロークに応じて調圧する圧力制御弁と、この圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧が供給されるとともにこのポンプ吐出圧を前記入力軸と前記マスタシリンダピストンとに作用させるようになっているポンプ吐出圧室とを少なくとも備えているとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークを短くするように制御するストロークシミュレータを備え、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に基づいてブレーキが作動されるとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークが短くなるようにされていることを特徴としている。

【 0 0 0 9 】

また、請求項 2 の発明は、前記ストロークシミュレータが、前記マスタシリンダピストンと前記入力軸との間に配設されたストローク制御スプリングを有し、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧と前記ストローク制御スプリングのスプリング力と前記入力とがバランスするように前記入力軸のストロークを短縮することを特徴としている。

更に、請求項 3 の発明は、前記圧力制御弁が、前記ポンプ吐出圧によるブレーキシステム以外の他のブレーキシステムが非作動のときはポンプ吐出圧を大きく

なるように調圧し、また他のブレーキシシステムが作動のときはポンプ吐出圧を小さくなるように調圧することを特徴としている。

更に、請求項 4 の発明は、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でマスタシリンダピストンが作動し、このマスタシリンダピストンの作動により発生するマスタシリンダ圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴としている。

更に、請求項 5 の発明は、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴としている。

【 0 0 1 0 】

【作用】

このような構成をした請求項 1 ないし 5 の各発明のブレーキ増圧マスタシリンダにおいては、ストロークシミュレータによりポンプ吐出圧に応じて入力軸のストロークがマスタシリンダピストンのストロークより小さくなる。

また、液圧制御が容易なポンプ吐出圧によりブレーキ力が増圧されるようになるため、従来のブレーキ倍力装置のみによるブレーキシシステムよりも、ブレーキ力の制御が容易にかつきめ細かく行われるようになる。

特に、請求項 2 の発明においては、圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧とストローク制御スプリングのスプリング力と入力とがバランスするようにして、入力軸のストロークが短縮する。

【 0 0 1 1 】

また、請求項 3 の発明においては、他のブレーキシシステムが非作動のときは、圧力制御弁によってポンプ吐出圧が大きくなるように調圧され、この大きく調圧されたポンプ吐出圧で通常ブレーキが作動するようになる。このとき、ポンプ吐出圧が大きく調圧されることで、マスタシリンダピストンのストロークが大きくなるが、ポンプ吐出圧が大きいことから入力軸のストロークの短縮量が大きいので、入力軸のストロークは大きく短縮される。また、他のブレーキシシステムが作動のときは、圧力制御弁によってポンプ吐出圧が他のブレーキシシステムによるブレーキ力の分だけ小さくなるように調圧され、この小さく調圧されたポンプ吐出圧でブレーキが作動するようになる。このときのポンプ吐出圧によるブレーキ力

は他のブレーキシステムによるブレーキ力の分だけ小さくなり、全体のブレーキ力は他のブレーキシステムが作動しない通常ブレーキ時のブレーキ力とほぼ同じになる。更に、ポンプ吐出圧が小さく調圧されることで入力軸のストロークの短縮量が小さくなるが、このときにはマスタシリンダ圧が小さいのでマスタシリンダピストンのストロークが小さく、結局、入力軸のストロークは前述の通常ブレーキ時の入力軸のストロークと同じ程度のストロークとなる。

【 0 0 1 2 】

また、入力軸のストロークの短縮量がマスタシリンダピストンのストロークあるいはマスタシリンダ圧に応じて制御される、換言すれば、マスタシリンダピストンのストロークあるいはマスタシリンダ圧を基準にしているため、操作フィーリングが損なわれることなく、従来のブレーキシステムに対して入力軸のストロークが短縮され、良好なペダルフィーリングが得られる。

【 0 0 1 3 】

更に、請求項 5 の発明においては、ブレーキ力がポンプ吐出圧で直接増圧されるようになるので、従来のブレーキ倍力装置が省略されてもブレーキ操作力を効果的に倍力することが可能となる。したがって、ブレーキ倍力装置を省略することで、大きなブレーキ力を得つつ、ブレーキシステムをシンプルにすることが可能となる。

【 0 0 1 4 】

【発明の実施の形態】

以下、図面を用いて本発明の実施の形態について説明する。

図 1 および図 2 は本発明に係るブレーキ増圧マスタシリンダの実施の形態の第 1 例を示し、図 1 はこのブレーキ増圧マスタシリンダの増圧制御部とマスタシリンダ圧発生部とを詳細に示す断面図、図 2 はこのブレーキ増圧マスタシリンダの液圧制御回路を模式的に示す図である。なお、以下の説明において、「前」はいずれの図において図の左を指し、「後」は図の右を指す。

【 0 0 1 5 】

図 1 および図 2 に示すように、この第 1 例におけるブレーキ増圧マスタシリンダ 1 は、図示しないブレーキペダルのペダル踏力等のブレーキ操作部材の操作力

あるいは操作ストロークに応じて調圧した液圧を発生する増圧制御部 2 と、この増圧制御部 2 で調圧された液圧で増圧された M C Y 圧を発生するマスタシリンダ圧発生部 3 とからなっている。また、この第 1 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 を用いたブレーキシステムでは、図示しないが回生ブレーキ協調システムが併せて採用されている。

【 0 0 1 6 】

ブレーキ増圧マスタシリンダ 1 はハウジング 4 を有し、このハウジング 4 は右端に開口する第 1 孔 5 と、この第 1 孔 5 の左端に連続して形成され、第 1 孔 5 の径より小さい径の第 2 孔 6 と、この第 2 孔 6 の左端に連続して形成され、第 2 孔 6 の径より小さい径の第 3 孔 7 とからなる前端が閉塞された段付孔を有している。

【 0 0 1 7 】

この段付孔の第 2 孔 6 内には、第 1 円筒状部材 8 が液密に嵌合されており、この第 1 円筒状部材 8 は第 1 孔 5 内に延びている。また、第 1 孔 5 内には有底の第 2 円筒状部材 9 が液密に嵌合されている。この第 2 円筒状部材 9 は、その後端部にハウジング 4 の雌ねじ部 4 a に螺合される雄ねじ部 9 a を有している。そして、この雄ねじ部 9 a が雌ねじ部 4 a に螺合されて第 2 円筒状部材 9 が軸方向に移動不能に固定されているとともに、第 1 円筒状部材 8 が第 2 孔 6 と第 3 孔 7 との境のハウジング 4 の段部 4 b と第 2 円筒状部材 9 の後端底部 9 b との間に挟圧されて軸方向に移動不能に固定されている。

【 0 0 1 8 】

第 1 円筒状部材 8 内には筒状のプライマリピストン 1 0 が収容されているとともに、このプライマリピストン 1 0 は前側の小径部 1 0 a と後側の大径部 1 0 b とからなっている。そして、小径部 1 0 a は、第 1 円筒状部材 8 内に液密にかつ摺動可能に嵌合された第 3 円筒状部材 1 1 の内孔に第 1 カップシール 1 2 により液密にかつ摺動可能に内嵌されているとともに、大径部 1 0 b は第 1 円筒状部材 8 の内周に液密にかつ摺動可能に内嵌されている。

【 0 0 1 9 】

更に、ハウジング 4 の第 3 孔 7 内には第 4 円筒状部材 1 3 が液密に嵌合固定さ

れており、この第4円筒状部材13の内孔および第3孔7内にはセカンダリピストン14が収容されている。このセカンダリピストン14は前側の小径部14aと後側の大径部14bとからなり、小径部14aは第4円筒状部材13の内孔に第2カップシール15により液密にかつ摺動可能に内嵌されているとともに、大径部14bは第3孔7の内周に液密にかつ摺動可能に内嵌されている。

【0020】

第3円筒状部材11の内孔内でプライマリピストン10の前端とセカンダリピストン14の後端との間には第1大気圧室16が形成されており、この第1大気圧室16は、第3円筒状部材11の径方向孔17、第1円筒状部材8の内周と第3円筒状部材11の外周との間の環状空間18、第1円筒状部材8の径方向孔19、およびハウジング4の通路孔20を介してリザーバ21に常時連通している。また、第4円筒状部材13の内孔内でセカンダリピストン14の前端とハウジング4との間には第2大気圧室22が形成されており、この第2大気圧室22は、第4円筒状部材13の前端の径方向溝23およびハウジング4の径方向孔24を介してリザーバ21に常時連通している。

【0021】

また、第1円筒状部材8の内側でプライマリピストン10と第3円筒状部材11との間には第1MCY圧室25が形成されており、この第1MCY圧室25は、第1円筒状部材8に形成された径方向孔26およびハウジング4に穿設された通路孔27を介して第1ブレーキ系統のホイールシリンダ28に常時接続されている。更に、第3円筒状部材11には第1MCY圧室25に常時連通する径方向孔29が穿設されている。そして、図示のように第1カップシール12が径方向孔29より後方に位置しているときは、径方向孔29が第1大気圧室16と連通するので、第1MCY圧室25は径方向孔29を介して第1大気圧室16つまりリザーバ21に接続され、また、第1カップシール12が径方向孔29より前方に位置すると、径方向孔29が第1大気圧室16から遮断されるので、第1MCY圧室25は第1大気圧室16つまりリザーバ21から遮断されるようになる。

【0022】

一方、ハウジング4の第3孔7の内側でセカンダリピストン14と第4円筒状部材13の後端との間には第2MCY圧室30が形成されており、この第2MCY圧室30は、ハウジング4に穿設された通路孔31を介して第2ブレーキ系統のホイールシリンダ32に常時接続されている。更に、第4円筒状部材13の後端部には第2MCY圧室30に常時連通する径方向孔33が穿設されている。そして、図示のように第2カップシール15が径方向孔33より後方に位置しているときは、径方向孔33が第2大気圧室22と連通するので、第2MCY圧室30は径方向孔33を介して第2大気圧室22つまりリザーバ21に接続され、また、第2カップシール15が径方向孔33より前方に位置すると、径方向孔33が第2大気圧室22から遮断されるので、第2MCY圧室30は第2大気圧室22つまりリザーバ21から遮断されるようになっている。

【0023】

第1大気圧室16内でプライマリピストン10と第3円筒状部材11の間には、第1リターンスプリング34が縮設されており、この第1リターンスプリング34のばね力でプライマリピストン10が後方にかつ第3円筒状部材11が前方にそれぞれ常時付勢されている。また、第2MCY圧室30内でセカンダリピストン14と第4円筒状部材13の間には、第2リターンスプリング35が縮設されており、この第2リターンスプリング35のばね力でセカンダリピストン14は常時後方に付勢されている。

【0024】

そして、非作動時には、プライマリピストン10は図示のようにその後端が第2円筒状部材9に当接されて後退限となっており、このとき第1カップシール12は径方向孔29より後方に位置し、第1MCY圧室25は第1大気圧室16を経てリザーバ21に連通している。また、非作動時には、セカンダリピストン14は図示のようにその後端が第1円筒状部材8の前端に当接されて後退限となっており、このとき第2カップシール15は径方向孔33より後方に位置し、第2MCY圧室30は第2大気圧室22を経てリザーバ21に連通している。

更に、第1リターンスプリング34のばね力で第3円筒状部材11の前端がセカンダリピストン14の後端に常時当接されており、これにより、第3円筒状部

材 1 1 とセカンダリピストン 1 4 とは一体に軸方向に移動するようになっている。
。

【 0 0 2 5 】

第 1 円筒状部材 8 の内孔内でプライマリピストン 1 0 の後端と第 2 円筒状部材 9 との間にはポンプ吐出圧室 3 6 が形成されており、このポンプ吐出圧室 3 6 は、第 1 円筒状部材 8 に穿設された径方向孔 3 7、第 1 円筒状部材 8 後端部の外周面と第 2 円筒状部材 9 の前端部の内周面との間に形成された環状の通路 3 8、第 1 孔 5 と第 2 孔 6 との境のハウジング 4 の段部 4 c と第 2 円筒状部材 9 の前端との間の間隙により構成される環状の径方向通路 3 9 を介して、ハウジング 4 に形成されたポンプ吐出圧導入口 4 0 に常時連通している。

【 0 0 2 6 】

入力軸 4 1 が第 2 円筒状部材 9 を液密にかつ摺動可能に貫通しポンプ吐出圧室 3 6 内に進入するようにして設けられている。この入力軸 4 1 は、図示しない従来周知の、例えば負圧倍力装置等のブレーキ倍力装置の出力が加えられるようになっているとともに、このブレーキ倍力装置は従来周知のように図示しないブレーキペダルによって作動制御されるようになっている。入力軸 4 1 の前端には延長軸部 4 2 が螺合連結されており、この延長軸部 4 2 は入力軸 4 1 と一体に移動するようになっている。また、延長軸部 4 2 はプライマリピストン 1 0 内に進入しており、この延長軸部 4 2 の前端のフランジ部 4 2 a とプライマリピストン 1 0 の後端部に螺合固定されたナット部材 4 3 との間にはストローク制御スプリング 4 4 が縮設されている。非作動時にはこのストローク制御スプリング 4 4 のばね力により、図示のように延長軸部 4 2 の前端がプライマリピストン 1 0 に当接されている。

【 0 0 2 7 】

図 2 に示すように、ポンプ吐出圧導入口 4 0 にはポンプ 4 5 の吐出側が常時接続されており、したがって、ポンプ 4 5 の吐出側はポンプ吐出圧室 3 6 に常時接続されている。また、ポンプ吐出圧導入口 4 0 とリザーバ 2 1 との間はポンプ 4 5 をバイパスするバイパス通路 4 6 によっても接続されている。このバイパス通路 4 6 には圧力制御弁 4 7 が設けられており、この圧力制御弁 4 7 は、ブレーキ

増圧マスタシリンダ 1 によるブレーキ非作動時（つまり、ブレーキペダルが踏み込まれないとき）にはポンプ吐出圧導入口 4 0 とリザーバ 2 1 とを直接連通する連通位置と、ブレーキ増圧マスタシリンダ 1 によるブレーキ作動時（つまり、ブレーキペダルが踏み込まれたとき）に切換設定されてポンプ吐出圧室 3 6 の液圧（つまり、ポンプ吐出圧）を制御する液圧制御位置とが設定されている。そして、この第 1 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 は、圧力制御弁 4 7 で調圧されてポンプ吐出圧室 3 6 に供給されたポンプ吐出圧により、プライマリピストン 1 0 が作動することで M C Y 圧が発生するアウトライン方式が採用されている。

そして、ブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の作動時、ポンプ吐出圧室 3 6 内のポンプ吐出圧とストローク制御スプリング 4 4 のスプリング力と入力軸 4 1 の入力とがバランスするように入力軸 4 1 のストロークを短縮する本発明のストロークシミュレータが構成されている。

【 0 0 2 8 】

圧力制御弁 4 7 の液圧制御位置では、圧力制御弁 4 7 は通常ブレーキ作動時（以下の説明において、通常ブレーキ作動時は回生ブレーキが作動していなく、ブレーキ増圧マスタシリンダ 1 のみによるブレーキ作動時をいう）にポンプ吐出圧室 3 6 の液圧をブレーキペダルのペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて制御するとともに、回生協調ブレーキ作動時（以下の説明において、回生協調ブレーキ作動時は回生ブレーキが作動しかつブレーキ増圧マスタシリンダ 1 によるブレーキが作動する時をいう）には、ポンプ吐出圧室 3 6 の液圧で発生する M C Y 圧によるブレーキ力が、このときのブレーキペダルのペダル踏力あるいはペダルストロークに対応する通常ブレーキ作動時のブレーキ力から回生ブレーキによるブレーキ力の分だけ小さくなるように、ポンプ吐出圧室 3 6 の液圧をブレーキペダルのペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて制御するようになっている。その場合、図示しないコントローラが、図示しない適宜の検出手段で検出されたペダル踏力あるいはペダルストロークの情報および回生ブレーキ作動の情報に基づいて圧力制御弁 4 7 を制御するようになっている。

【 0 0 2 9 】

このような回生協調ブレーキ作動時での M C Y 圧によるブレーキ力を小さくす

る方法の一例としては、圧力制御弁 47 の液圧制御位置への切換設定を通常ブレーキ作動時の場合より所定時間遅らせる方法がある。もちろん、この方法に限定されることはなく、回生協調ブレーキ作動時での MCY 圧によるブレーキ力を小さくする方法であれば、どのような方法を用いることができることは言うまでもない。

また、コントローラはペダル踏力あるいはペダルストロークのブレーキ操作情報が入力されないときはポンプ 45 を停止するとともに、ブレーキ操作情報が入力されたときはポンプ 45 を駆動するようになっている。

【0030】

ところで、ブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の作動時の入力軸 41 のバランス式は次のようになる。

W：入力軸 41 に加えられる入力

P_p ：ポンプ吐出圧室 36 の液圧（ポンプ吐出圧）

A_1 ：ポンプ吐出圧 P_p を受圧する入力軸 41 の受圧面積

S_1 ：ストローク制御スプリング 44 のセット荷重

K_1 ：ストローク制御スプリング 44 のばね定数

L：プライマリピストン 10 と入力軸 41 との相対移動量

f_1 ：入力軸 41 の摺動抵抗

【0031】

以上より、入力軸 41 のバランス式は、

$$W = P_p \cdot A_1 - (S_1 + K_1 \cdot L) + f_1 \quad (1)$$

式 (1) より、

$$L = (P_p \cdot A_1 - W - S_1 + f_1) / K_1 \quad (2)$$

$$P_p = (W + S_1 + K_1 \cdot L - f_1) / A_1 \quad (3)$$

となる。

【0032】

式 (2) から明らかなように、ポンプ吐出圧 P_p が大きくなるにしたがって、相対移動量 L が大きくなる。したがって、入力軸 41 のストローク S_i がポンプ吐出圧 P_p に応じてプライマリピストン 10 のストローク S_t より（ポンプ吐出圧

に応じた相対移動量 L の分だけ)小さくなる。換言すれば、ポンプ吐出圧 P_p は第1MCY圧室25のMCY圧 P_m に対応するから、入力軸41のストローク S_i はこのMCY圧 P_m に応じてプライマリピストン10のストローク S_t より短縮される。このとき、相対移動量 L はMCY圧 P_m が大きいほど大きくなるから、結局、MCY圧 P_m が大きいほど、入力軸41のストローク S_i の短縮量が大きくなる。

【0033】

したがって、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時におけるペダルストローク制御は次のようになる。

すなわち、通常ブレーキ作動時では回生ブレーキが作動していなくMCY圧 P_m が大きくなるように制御されるので、このMCY圧 P_m が大きい分プライマリピストン10のストローク S_t が大きくなるが、このときには、MCY圧 P_m が大きいことから、入力軸41のストローク S_i の短縮量が大きくなり、プライマリピストン10のストローク S_t が大きくなっても、入力軸41のストローク S_i が効果的に短縮される。その場合、入力軸41のストローク S_i がブレーキ倍力装置の出力軸つまりはブレーキペダルのペダルストロークに対応するから、結局、通常ブレーキ作動時にはペダルストロークが効果的に短縮されるようになる。

【0034】

また、回生協調ブレーキ作動時では回生ブレーキによるブレーキ力の分だけMCY圧によるブレーキ力が小さくなるように制御されるため、MCY圧 P_m が小さく制御される。このため、入力軸41のストローク S_i の短縮量が小さくなるが、MCY圧 P_m が小さいことからプライマリピストン10のストローク S_t が小さいので、結局、入力軸41のストローク S_i は前述の通常ブレーキ作動時の場合のストローク S_i とほぼ同じ程度になる。つまり、回生協調ブレーキ作動時のペダルストロークは通常ブレーキ作動時でのペダルストロークとほぼ同じになる。

このように、ペダルストロークは通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでほとんど変化することなく、ほぼ同程度になる。

【0035】

また、ブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動時のプライマリピストン10のバランス式は次のようになる。

P_m : 第1MCY圧室25のMCY圧

A_2 : ポンプ吐出圧 P_p を受圧するプライマリピストン10の受圧面積

A_3 : MCY圧 P_m を受圧するプライマリピストン10の受圧面積

S_1 : ストローク制御スプリング44のセット荷重

F_s : プライマリピストン10の第1リターンスプリング34のばね力

f_2 : プライマリピストン10の摺動抵抗

【0036】

以上より、プライマリピストン10のバランス式は、

$$P_m \cdot A_3 = W + P_p (A_2 - A_1) - F_s - f_1 - f_2 \quad (4)$$

となる。

式(4)から明らかなように、MCY圧 P_m が入力軸41の入力 W による液圧よりポンプ吐出圧 P_p の分だけ大きくなり、増圧作用が行われる。このとき、入力軸41の入力 W はペダル踏力に対応するから、結局、MCY圧 P_m はペダル踏力による液圧を増圧してこの液圧より大きくなる(具体的には、ポンプ吐出圧 P_p の分にブレーキ倍力装置の倍力分を加えた分だけ大きくなる)。

【0037】

したがって、通常ブレーキ作動時ではポンプ吐出圧 P_p が大きく設定されるから、MCY圧 P_m は入力軸41の入力 W 分より大きなポンプ吐出圧 P_p 分だけ大きくなる。このように、ブレーキ増圧マスタシリンダ1の増圧作用により、ペダル踏力に対して大きく増圧されたMCY圧 P_m が発生するようになる。

また、回生協調ブレーキ作動時ではポンプ吐出圧 P_p が小さく設定されるから、MCY圧 P_m はポンプ吐出圧 P_p が小さくなる分だけ小さくなる。したがって、入力軸41の入力 W つまりペダル踏力を変えずにMCY圧 P_m が小さくなるので、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分だけ、ブレーキ力が小さくすることが可能となる。

【0038】

次に、このように構成された第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動に

について説明する。

ブレーキペダルが踏み込まれないブレーキ増圧マスタシリンダ1の非作動時には、ブレーキ倍力装置が非作動となっており、プライマリピストン10、セカンダリピストン14、および入力軸41がいずれも図示の後退限となっている。また、図示のように圧力制御弁47が連通位置に設定されている。更に、ポンプ45は停止している。

【0039】

ブレーキペダルの踏込により通常ブレーキ操作が行われると、ペダル踏力あるいはペダルストロークが検出されてコントローラに入力される。すると、コントローラはポンプ45を駆動するとともに、圧力制御弁47を液圧制御位置に切換設定する。これにより、ポンプ45はリザーバ21のブレーキ液をポンプ吐出圧室36の方へ吐出するので、ポンプ吐出圧室36の液圧（ポンプ吐出圧）が上昇する。このポンプ吐出圧は圧力制御弁47によって制御されるが、このとき、コントローラは圧力制御弁47による液圧制御をペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて行うので、ポンプ吐出圧はペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調圧された液圧となる。その場合、コントローラは回生ブレーキが作動していないのでポンプ吐出圧が比較的大きくなるように圧力制御弁47を制御する。

また、ブレーキペダルの踏込によりブレーキ倍力装置が作動し、ブレーキ倍力装置はペダル踏力を倍力した出力を発生する。この出力がブレーキ増圧マスタシリンダ1の入力軸41に加えられる。

【0040】

ペダル踏力あるいはペダルストロークに応じたポンプ吐出圧がポンプ吐出圧室36に供給されると、このポンプ吐出圧室36の液圧でプライマリピストン10が前進し、プライマリピストン10の前端部に組み付けられている第1カップシール12が径方向孔29を通過してこの径方向孔29より前方へ移動する。すると、第1MCY圧室25が第1大気圧室16から遮断され、更にプライマリピストン10が前進することで第1MCY圧室25内にMCY圧が発生する。

【0041】

更に、この第1MCY圧室25のMCY圧でセカンダリピストン14が前進し、セカンダリピストン14の前端部に組み付けられている第2カップシール15が径方向孔33を通過してこの径方向孔33より前方へ移動する。すると、第2MCY圧室30が第2大気圧室22から遮断され、更にセカンダリピストン14が前進することで第2MCY圧室30内にMCY圧が発生する。これらの第1および第2MCY圧室25,30の各MCY圧は、ペダル踏力あるいはペダルストロークに応じた液圧となる。

【0042】

そして、これらのMCY圧がそれぞれ通路孔27,31を介して2ブレーキ系統のそれぞれのホイールシリンダ28,32に供給され、これらのホイールシリンダ28,32が作動して通常ブレーキが作動する。その場合、第1および第2MCY圧室25,30の各MCY圧が互いに等しくなるように設定されているので、2ブレーキ系統の各ブレーキ力も等しくなる。そして、各MCY圧がペダル踏力あるいはペダルストロークに応じた液圧であるので、発生したブレーキ力もペダル踏力あるいはペダルストロークに応じたものとなる。

【0043】

一方、ポンプ吐出圧室36の液圧は入力軸41にもこの入力軸41の入力に対抗するように作用するので、前述のように、入力ポンプ吐出圧の作用力とストローク制御スプリング44の作用力とでバランスし、入力軸41には、ポンプ吐出圧の作用力とストローク制御スプリング44の作用力との合力が反力として作用する。この反力は更にブレーキ倍力装置を介してブレーキペダルに伝達され、運転者に検知される。

この通常ブレーキ作動時は、ポンプ吐出圧が比較的大きく制御されるので、プライマリピストン10のストロークが大きくなるが、前述のように入力軸41のストロークつまりはペダルストロークは比較的大きく短縮されて小さくなる。

ブレーキペダルの踏込を解放すると、圧力制御弁47が非作動となって連通位置になるとともに、ポンプ45が停止する。また、ブレーキ倍力装置も非作動となって、入力軸が後退する。これにより、ポンプ吐出圧室36のブレーキ液がリザーバ21に排出されるので、ポンプ吐出圧室36の液圧が低下する。すると、

プライマリピストン10が第1リターンスプリング34のばね力と第1MCY圧室25のMCY圧により後退する。すると、第1MCY圧室25のMCY圧が低下するので、セカンダリピストン14が第2リターンスプリング35のばね力と第2MCY圧室30のMCY圧により後退し、第2MCY圧室30のMCY圧が低下する。

【0044】

プライマリピストン10の後退で第1カップシール12が径方向孔29より後方へ移動すると第1MCY圧室25が第1大気圧室16に連通し、またセカンダリピストン14の後退で第2カップシール15が径方向孔33より後方へ移動すると第2MCY圧室30が第2大気圧室22に連通するので、第1および第2MCY圧室25,32の各MCY圧がともにリザーバ21に排出される。プライマリピストン10、セカンダリピストン14、および入力軸41がともに図示の後退限位置となると、第1および第2MCY圧室25,30、ポンプ吐出圧室36が大気圧となって、ブレーキ増圧マスタシリンダ1が非作動となり、ブレーキが解除する。

【0045】

一方、回生協調ブレーキ作動時は、コントローラは圧力制御弁47を制御して、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分に見合うだけ、ポンプ吐出圧を通常ブレーキ作動時より小さく制御する。これにより、この回生協調ブレーキ作動時は、発生するMCY圧も回生ブレーキ力の分に見合うだけ通常ブレーキ作動時より小さくなるので、各ホイールシリンダ28,32が発生するブレーキ力もその分小さくなる。したがって、回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は回生ブレーキ力とMCY圧によるブレーキ力との合力となるが、この回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は前述の通常ブレーキ作動時のブレーキ力とほぼ同じになる。このとき、前述のように入力軸41の入力を変えずにMCY圧が小さくなるので、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分だけ、ブレーキ力がペダル踏力を変えることなく小さくなる。また、前述のように回生協調ブレーキ作動時でのペダルストロークは通常ブレーキ作動時でのペダルストロークとほぼ同じになる。

【 0 0 4 6 】

以上のことから、第 1 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 におけるペダル踏力－MCY 圧特性は、通常ブレーキ作動時には比較的大きな MCY 圧 P_m が発生するので、図 3 (a) に実線で示すように同じペダル踏力に対して比較的大きな MCY 圧 P_m の特性となり、また、回生協調ブレーキ作動時には、前述の圧力制御弁 4 7 の切換設定を遅らせて比較的小さな MCY 圧が発生される場合は、同図に点線で示すように同じペダル踏力に対して比較的小さな MCY 圧 P_m の特性となる。

【 0 0 4 7 】

したがって、図 3 (c) に示すペダル踏力に対する全体のブレーキ力は図 3 (b) に実線で示すようになる。このとき、全体のブレーキ力におけるポンプ吐出圧によるブレーキ力は、通常ブレーキ作動時には全体のブレーキ力からブレーキ倍力装置の出力によるブレーキ力を除いた部分であり、また回生協調ブレーキ作動時には全体のブレーキ力からブレーキ倍力装置の出力によるブレーキ力と回生協調ブレーキ作動によるブレーキ力を除いた部分（点線で区画される部分）である。すなわち、回生協調ブレーキ作動時には通常ブレーキ作動時に比べて、ポンプ吐出圧によるブレーキ力は回生協調ブレーキ作動によるブレーキ力の分、小さくなる。

【 0 0 4 8 】

一方、第 1 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 におけるペダル踏力－ペダルストローク特性は、通常ブレーキ作動時にはプライマリピストン 1 0 のストロークが大きくなるにつれてペダルストロークが大幅に短縮されるので、図 3 (d) に実線で示すように比較的緩やかな勾配の特性となり、また、回生協調ブレーキ作動時には MCY 圧が小さく、プライマリピストン 1 0 のストロークが小さいが、プライマリピストン 1 0 のストロークに対するペダルストロークの短縮量が小さくなるようにストローク補正されるので、図 3 (d) に点線で示すように通常ブレーキ作動時のストロークとほぼ同じ程度の比較的緩やかな勾配の特性となる。このように、ペダル踏力－ペダルストローク特性は通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでほとんど変化することなく、ほぼ同じになる。

【 0 0 4 9 】

ブレーキ倍力装置が失陥した時には、ブレーキ倍力装置の出力が発生しないが、ポンプ吐出圧をポンプ吐出圧室 3 6 に供給することで、プライマリピストン 1 0 がストロークするので、ポンプ吐出圧で増圧された M C Y 圧が発生し、ポンプ吐出圧によるブレーキが作動する。また、ポンプ 4 5 が失陥したときには、ポンプ吐出圧による出力が発生しないが、ブレーキ倍力装置が作動してプライマリピストン 1 0 がストロークするので、ブレーキ倍力装置で増圧された M C Y 圧が発生し、ブレーキ倍力装置によるブレーキが作動する。

更に、ブレーキ倍力装置およびポンプ 4 5 がともに失陥した時には、ブレーキ倍力装置の出力およびポンプ吐出圧がともに発生しないが、ブレーキペダルを大きく踏み込むことで従来周知のようにブレーキ倍力装置がペダル踏力のみで作動するので、入力軸 4 1 が大きく前進する。これにより、入力軸 4 1 の延長軸部 4 2 の前端がプライマリピストン 1 0 に直接押圧し、このプライマリピストン 1 0 をストロークさせるので M C Y 圧が発生し、ペダル踏力のためのマニュアル力によるブレーキが作動する。

【 0 0 5 0 】

このように、この第 1 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 によれば、回生協調ブレーキ作動時はポンプ吐出圧室 3 6 の液圧を圧力制御弁 4 7 により小さくして、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分、M C Y 圧によるブレーキ力を小さくでき、また、通常ブレーキ作動時はポンプ吐出圧室 3 6 の液圧を圧力制御弁 4 7 により大きくして、M C Y 圧によるブレーキ力を大きくすることができる。

【 0 0 5 1 】

そして、このように回生協調ブレーキ作動時の M C Y 圧によるブレーキ力および通常ブレーキ作動時の M C Y 圧によるブレーキ力が変わっても、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時にはストローク補正されて、ともにペダルストロークを小さくできるとともに、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時でのペダルストロークを実質的に同じにすることができるようになる。

【 0 0 5 2 】

したがって、実質的に同じペダル踏力および実質的に同じペダルストロークで

、MCY圧によるブレーキ力を、全体のブレーキ力が回生協調ブレーキの作動、非作動にかかわらず同じになるように制御することができる。

しかも、ペダルストロークの短縮量をプライマリピストン10のストロークあるいはMCY圧に応じて制御している、換言すれば、プライマリピストン10のストロークあるいはMCY圧を基準にしているため、ペダルフィーリングを損なうことなく、従来のブレーキシステムに対してペダルストロークを短縮でき、良好なペダルフィーリングを得ることができる。

更に、液圧制御が容易なポンプ吐出圧によりMCY圧を増圧するようにしているため、従来のブレーキ倍力装置のみによるブレーキシステムよりも、ブレーキ力の制御が容易にかつきめ細かく行うことができる。

【0053】

更に、ブレーキ倍力装置の失陥時にも、ポンプ吐出圧によりMCY圧を増圧できるため、ペダル踏力を増力して確実にブレーキを作動させることができる。また、ポンプ45が失陥したときには、ブレーキ倍力装置によりMCY圧を増圧できるので、確実にブレーキを作動させることができる。更に、ブレーキ倍力装置およびポンプ45がともに失陥した時には、ペダル踏力でプライマリピストン10を直接作動するようにしているので、このような液圧失陥時にもマニュアル力で確実にブレーキを作動させることができる。

【0054】

図4は、本発明実施の形態の第2例を示す、図1と同様の断面図である。なお、第1例と同じ構成要素には同じ符号を付すことで、その詳細な説明は省略する。

前述の第1例では、圧力制御弁47で制御されてポンプ吐出圧室36に供給されたポンプ吐出圧によりプライマリピストン10が作動することで、MCY圧が発生するアウトライン方式が採用されているが、第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1では、第1MCY圧室25のブレーキ液をポンプで吐出するとともに、そのポンプ吐出圧を圧力制御弁でペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて制御し、制御されたポンプ吐出圧をブレーキ増圧マスタシリンダ1内のポンプ吐出圧室36および各ホイールシリンダ28,32に直接供給するインライン方式

が採用されている。

【 0 0 5 5 】

この第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 を具体的に説明すると、図 4 に示すように第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 では、第 1 例における、ハウジング 4 の第 2 孔 6 と第 1 および第 2 円筒状部材 8, 9 とが削除されているとともに、第 1 例における入力軸 4 1 の延長軸部 4 2 が入力軸 4 1 と単一部材で一体に形成され、更に、第 1 例における第 3 円筒状部材 1 1 がセカンダリピストン 1 4 と単一部材で一体に形成されている。また、ハウジング 4 の段付孔を閉塞する環状のプラグ部材 4 8 が第 1 孔 5 と第 3 孔 7 との境の段部 4 d に当接され、かつハウジング 4 に取り付けられたストッパリング 4 9 で軸方向に固定されている。

【 0 0 5 6 】

プライマリピストン 1 0 の大径部 1 0 b がハウジング 4 の第 3 孔 7 内に液密にかつ摺動可能に嵌合されている。また、入力軸 4 1 が、プラグ部材 4 8 を液密にかつ摺動可能に貫通する小径部 4 1 a と、この小径部 4 1 a から前方に延びる中径部 4 1 b と、この中径部 4 1 b の中間に形成された大径部 4 1 c とから段付軸として形成されている。

【 0 0 5 7 】

更に、プライマリピストン 1 0 は円筒状に形成されており、このプライマリピストン 1 0 の軸方向の内孔は、入力軸 4 1 の大径部 4 1 c が液密にかつ摺動可能に嵌合する大径孔 1 0 c と、入力軸 4 1 の中径部 4 1 b が液密にかつ摺動可能に嵌合する中径孔 1 0 d と、この中径孔 1 0 d から軸方向前方へ延びて第 1 大気圧室 1 6 に開口する小径孔 1 0 e とからなる段付孔に形成されている。そして、ストローク制御スプリング 4 4 が入力軸 4 1 の大径部 4 1 c とプライマリピストン 1 0 に取り付けられたスナップリング 5 0 との間に縮設されている。

【 0 0 5 8 】

プライマリピストン 1 0 とセカンダリピストン 1 4 との間に形成される第 1 大気圧室 1 6 は、プライマリピストン 1 0 の小径孔 1 0 e、入力軸 4 1 に穿設された軸方向孔 5 1 および径方向孔 5 2、プライマリピストン 1 0 とプラグ部材 4 8 との間の空間 5 3 およびハウジング 4 の通路孔 2 0 を介して常時リザーバ 2 1 に

連通している。

【 0 0 5 9 】

この第 2 例のポンプ吐出圧室 3 6 は、入力軸 4 1 の大径部 4 1 c の前方で、プライマリピストン 1 0 の大径孔 1 0 c の内周面と入力軸 4 1 の中径部 4 1 b の外周面との間に形成されている。そして、このポンプ吐出圧室 3 6 は、プライマリピストン 1 0 に形成された径方向孔 5 4 および環状凹部 5 5 を介してポンプ吐出圧導入口 4 0 に常時連通している。

【 0 0 6 0 】

一方、この第 2 例の液圧制御回路は次のように構成されている。すなわち、ポンプ 4 5 の吐出側が第 1 チェックバルブ 5 6 を有する通路 5 7 を介してポンプ吐出圧導入口 4 0 に常時接続されている。また、ポンプ 4 5 の吸込側が第 2 および第 3 チェックバルブ 5 8 , 6 9 が直列に配設された通路 5 9 を介して低圧アキュムレータ 6 0 に常時接続されている。第 1 ないし第 3 チェックバルブ 5 6 , 5 8 , 6 9 は、ポンプ 4 5 がブレーキ液を吸込、吐出する方向のブレーキ液の流れのみ許容するようになっている。

【 0 0 6 1 】

第 2 および第 3 チェックバルブ 5 8 , 6 9 の間の通路 5 9 は、ハウジング 4 の通路孔 2 7 に接続する通路 6 1 および通路孔 2 7 を介して第 1 M C Y 圧室 2 5 に常時接続されている。この通路 6 1 には常開の第 1 開閉弁 6 2 が設けられている。また、第 1 チェックバルブ 5 6 よりポンプ吐出圧導入口 4 0 側の通路 5 7 から分岐して、ホイールシリンダ 2 8 に接続する通路 6 3 が設けられている。通路 6 3 と第 1 開閉弁 6 2 より通路孔 2 7 側の通路 6 1 とが通路 6 4 によって接続されているとともに、この通路 6 4 に第 1 圧力制御弁 6 5 が設けられている。更に、通路 6 4 との接続点よりホイールシリンダ 2 8 側の通路 6 3 には第 2 圧力制御弁 6 6 が設けられている。これらの第 1 および第 2 圧力制御弁 6 5 , 6 6 は、いずれも作動時には液圧を制御する図示の液圧制御位置に設定され、非作動時には液圧を制御しない連通位置に設定されるようになっている。更に、第 3 チェックバルブ 6 9 より低圧アキュムレータ 6 0 側の通路 5 9 と第 2 圧力制御弁 6 6 よりホイールシリンダ 2 8 側の通路 6 3 との間が通路 6 7 によって接続されていると

もに、この通路 67 には常閉の第 2 開閉弁 68 が設けられている。

【0062】

また、図示しないが、第 2 M C Y 圧室 30、通路孔 31 およびホイールシリンダ 32 を含むもう 1 つのブレーキ系統においても、同様の液圧制御回路が設けられている。その場合、第 1 チェックバルブ 56 からの通路 57 のうち、ポンプ吐出圧導入口 40 に接続する部分が削除されて、その他の構成はまったく同じになっており、ポンプ 45、第 1、第 2、第 3 チェックバルブ 56、58、69、低压アキュムレータ 60、第 1 および第 2 開閉弁 62、68、第 1 および第 2 圧力制御弁 65、66、通路 57、59、61、63、64、67 は、それぞれ同じものが前述のブレーキ系統とは別個に設けられている。

【0063】

そして、第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 においては、ポンプ 45 が作動することによって第 1 および第 2 M C Y 圧室 25、30 のブレーキ液がブレーキ増圧マスタシリンダ 1 のポンプ吐出圧室 36 に供給されるとともに、第 2 圧力制御弁 66 を介して各ホイールシリンダ 28、32 に供給されるようになっている。その場合、第 2 圧力制御弁 66 がコントローラによって制御され、この第 2 圧力制御弁 66 によってポンプ吐出圧がペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調整されてホイールシリンダ圧 P_w が発生するようになっている。しかも、ポンプ吐出圧 P_p が第 2 圧力制御弁 66 によって減圧されるようになっており、したがって、ポンプ吐出圧 P_p およびホイールシリンダ圧 P_w は $P_p > P_w$ となるように制御される。また、このときには第 1 圧力制御弁 65 によってポンプ吐出圧 P_p および M C Y 圧 P_m は $P_p > P_m$ となるように制御される。

この第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の他の構成は、前述の第 1 例と同じである。

【0064】

この第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の作動時の入力軸 41 のバランス式は次のようになる。

A_4 : ポンプ吐出圧 P_p を受圧する入力軸 41 の大径部 41c
 およびプライマリピストン 10 の各受圧面積

として、入力軸 4 1 のバランス式は、

$$W = P_p \cdot A_4 - (S_1 + K_1 \cdot L) + f_1 \quad (5)$$

式 (5) より、

$$L = (P_p \cdot A_4 - W - S_1 + f_1) / K_1 \quad (6)$$

$$P_p = (W + S_1 + K_1 \cdot L - f_1) / A_4 \quad (7)$$

となる。また、プライマリピストン 1 0 のバランス式は、

$$P_p \cdot A_4 = P_m \cdot A_3 + S_1 + K_1 \cdot L + F_s + f_2 \quad (8)$$

となる。更に、式 (7) および (8) により、

$$P_m \cdot A_3 = W - F_s - f_1 - f_2 \quad (9)$$

となる。

【 0 0 6 5 】

式 (6) から明らかなように、前述の第 1 例と同様にポンプ吐出圧 P_p が大きくなるにしたがって、相対移動量 L が大きくなるから、入力軸 4 1 のストローク S_i がポンプ吐出圧 P_p に応じてプライマリピストン 1 0 のストローク S_t より (ポンプ吐出圧に応じた相対移動量 L の分だけ) 小さくなる。そして、相対移動量 L はポンプ吐出圧 P_p が大きいほど大きくなるから、結局、ポンプ吐出圧 P_p が大きいほど、入力軸 4 1 のストローク S_i の短縮量が大きくなる。

【 0 0 6 6 】

したがって、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時におけるペダルストローク制御は次のようになる。

すなわち、通常ブレーキ作動時では回生ブレーキが作動していなくホイールシリンダ圧 P_w が大きくなるように制御される、つまりポンプ吐出圧 P_p が大きく制御されることから、入力軸 4 1 のストローク S_i の短縮量が大きくなり、入力軸 4 1 のストローク S_i が効果的に短縮される。したがって、通常ブレーキ作動時にはペダルストロークが効果的に短縮されるようになる。

【 0 0 6 7 】

また、回生協調ブレーキ作動時ではポンプ吐出圧 P_p が小さく制御されてホイールシリンダ圧 P_w が減圧されるので、ポンプ吐出圧 P_p によるブレーキ力が回生ブレーキによるブレーキ力の分だけ小さくなるように制御される。このとき、各

ホイールシリンダ 2 8 , 3 2 のブレーキ液はそれぞれ第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 0 に戻されるようになっているため、プライマリピストン 1 0 のストロークは小さくなる。しかし、ポンプ吐出圧 P_p が小さいため、入力軸 4 1 のストローク S_i が小さくなるので、結局、回生協調ブレーキ作動時でのペダルストロークは通常ブレーキ作動時とほぼ同じになる。

このように、ペダルストロークは通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでほとんど変化することなく、ほぼ同程度になる。

【 0 0 6 8 】

また、式 (9) から明らかなように、M C Y 圧 P_m が入力軸 4 1 の入力 W で決まるので、通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでホイールシリンダ圧 P_w が変わってもペダル踏力は変化しない。

こうして、この第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 においても、回生協調ブレーキの作動の有無に関係なく、ペダル踏力に対する車両減速度（つまりブレーキ力）およびペダルストロークがほぼ一定になる。

【 0 0 6 9 】

次に、このように構成された第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の作動について説明する。

ブレーキペダルが踏み込まれないブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の非作動時には、ブレーキ倍力装置が非作動となっておりとともに、プライマリピストン 1 0 の後端がプラグ部材 4 8 に当接して図示の後退限となっておりとともにセカンダリピストン 1 4 も図示の後退限となっており、更に入力軸 4 1 の小径部 4 1 a と中径部 4 1 b との境の段部がプラグ部材 4 8 に当接して図示の後退限となっている。また、図示のように第 1 および第 2 圧力制御弁 6 5 , 6 6 がいずれも連通位置に設定されているとともに、第 1 開閉弁 6 2 が開き、第 2 開閉弁 6 8 が閉じている。更に、ポンプ 4 5 は停止している。

【 0 0 7 0 】

ブレーキペダルの踏込により通常ブレーキ操作が行われると、ペダル踏力あるいはペダルストロークが検出されてコントローラに入力される。すると、コントローラはポンプ 4 5 を駆動するとともに、第 1 および第 2 圧力制御弁 6 5 , 6 6

を液圧制御位置に切換設定する。これにより、ポンプ 4 5 は第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 0 のブレーキ液をポンプ吐出圧室 3 6 および各ホイールシリンダ 2 8 , 3 2 にそれぞれ供給する。これにより、ポンプ 4 5 はポンプ吐出圧 P_p を発生するとともに、各ホイールシリンダ 2 8 , 3 2 にホイールシリンダ圧 P_w が発生する。

【 0 0 7 1 】

一方、ブレーキペダルの踏込で前述の第 1 例と同様にプライマリピストン 1 0 およびセカンダリピストン 1 4 がストロークするので、第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 0 がそれぞれ第 1 および第 2 大気圧室 1 6 , 2 2 から遮断され、第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 0 にはそれぞれ M C Y 圧 P_m が発生する。

このとき、ポンプ吐出圧 P_p は第 1 圧力制御弁 6 5 によって M C Y 圧 P_m よりも大きくなるように制御される ($P_p > P_m$) とともに、第 2 圧力制御弁 6 6 によってペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調整され、かつホイールシリンダ圧 P_w より大きくなるように制御される ($P_p > P_w$) 。

【 0 0 7 2 】

したがって、ポンプ吐出圧 P_p は第 1 圧力制御弁 6 5 によって M C Y 圧 P_m より増圧されてポンプ吐出圧室 3 6 に供給されるとともに、第 2 圧力制御弁 6 6 によって減圧されかつペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調整されて各ホイールシリンダ 2 8 , 3 2 に供給され、これらのホイールシリンダ 2 8 , 3 2 が作動して通常ブレーキが作動する。その場合、各ホイールシリンダ圧が互いに等しくなるように設定されているので、2 ブレーキ系統の各ブレーキ力も等しくなる。そして、ホイールシリンダ圧がペダル踏力あるいはペダルストロークに応じた液圧であるので、発生したブレーキ力もペダル踏力あるいはペダルストロークに応じたものとなる。このとき、コントローラは回生ブレーキが作動していないのでホイールシリンダ圧 P_w が比較的大きくなるように第 2 圧力制御弁 6 6 を制御する。

また、ブレーキペダルの踏込によりブレーキ倍力装置が作動し、ブレーキ倍力装置はペダル踏力を倍力した出力を発生する。この出力がブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の入力軸 4 1 に加えられる。

【 0 0 7 3 】

一方、ポンプ吐出圧室 3 6 の液圧は入力軸 4 1 の大径部 4 1 c にもこの入力軸 4 1 の入力に対抗するように作用するので、入力軸 4 1 には入力とバランスする反力が作用する。この反力は更にブレーキ倍力装置を介してブレーキペダルに伝達され、運転者に検知される。

この通常ブレーキ作動時は、ホイールシリンダ圧が比較的大きく制御されてポンプ吐出圧 P_p が大きく制御されることから、前述のようにペダルストロークは比較的大きく短縮されて小さくなる。

【 0 0 7 4 】

ブレーキペダルの踏込を解放すると、第 1 および第 2 圧力制御弁 6 5 , 6 6 が非作動となって連通位置になるとともに、ポンプ 4 5 が停止する。また、ブレーキ倍力装置も非作動となって、入力軸が後退する。これにより、各ホイールシリンダ 2 8 , 3 2 およびポンプ吐出圧室 3 6 のブレーキ液が第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 0 に排出されるので、各ホイールシリンダ 2 8 , 3 2 およびポンプ吐出圧室 3 6 の液圧が低下する。すると、プライマリピストン 1 0 が第 1 リターンスプリング 3 4 のばね力と第 1 M C Y 圧室 2 5 の M C Y 圧により後退するとともに、セカンダリピストン 1 4 が第 2 リターンスプリング 3 5 のばね力と第 2 M C Y 圧室 3 0 の M C Y 圧により後退する。

【 0 0 7 5 】

プライマリピストン 1 0 およびセカンダリピストン 1 4 の各後退で、前述の第 1 例と同様に第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 0 がそれぞれ第 1 および第 2 大気圧室 1 6 , 2 2 に連通するので、第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 2 の各 M C Y 圧がともにリザーバ 2 1 に排出される。プライマリピストン 1 0 、セカンダリピストン 1 4 、および入力軸 4 1 がともに図示の後退限位置となると、第 1 および第 2 M C Y 圧室 2 5 , 3 0 、各ホイールシリンダ 2 8 , 3 2 およびポンプ吐出圧室 3 6 が大気圧となって、ブレーキ増圧マスタシリンダ 1 が非作動となり、ブレーキが解除する。

【 0 0 7 6 】

一方、回生協調ブレーキ作動時は、コントローラは第 2 圧力制御弁 6 6 を制御

して、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分に見合うだけ、ポンプ吐出圧およびホイールシリンダ圧を通常ブレーキ作動時より小さく制御する。これにより、この回生協調ブレーキ作動時は、各ホイールシリンダ 2 8, 3 2 が発生するブレーキ力もその分小さくなる。したがって、回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は回生ブレーキ力と M C Y 圧によるブレーキ力との合力となるが、この回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は前述の通常ブレーキ作動時のブレーキ力とほぼ同じになる。このとき、前述のように M C Y 圧が入力軸 4 1 の入力で決まるので、ホイールシリンダ圧が変わってもペダル踏力は変化しない。また、前述のように回生協調ブレーキ作動時でのペダルストロークは通常ブレーキ作動時でのペダルストロークとほぼ同じになる。

【 0 0 7 7 】

この第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 におけるペダル踏力ーブレーキ力特性およびペダル踏力ーペダルストローク特性は、それぞれ図 3 (a) および図 3 (c) に示す前述の第 1 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 におけるペダル踏力ー M C Y 圧特性およびペダル踏力ーペダルストローク特性とほぼ同じである。また、第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダ 1 におけるブレーキ力も図 3 (b) に示す第 1 例のブレーキ力とほぼ同じである。

この第 2 例の他の作用効果は第 1 例と同じである。

【 0 0 7 8 】

なお、前述の第 1 および第 2 例では図示しない従来周知のブレーキ倍力装置を用いるものとしているが、ブレーキ倍力装置を用いずに、ブレーキペダルでブレーキ増圧マスタシリンダ 1 の入力軸 4 1 を直接作動させるようにすることもできる。特に、第 2 例ではホイールシリンダ圧をポンプ吐出圧で直接増圧するようになっているので、従来のブレーキ倍力装置を省略してもペダル踏力を効果的に倍力することができる。したがって、第 2 例ではブレーキ倍力装置を省略することで大きなブレーキ力を得つつ、ブレーキシステムをシンプルにすることができる。

【 0 0 7 9 】

また、前述の各例では、いずれも M C Y 圧によるブレーキシステムに回生ブレ

ーキシシステムを併用した場合について説明しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、MCY圧によるブレーキシシステムに例えばエンジンブレーキシシステム等の他のブレーキシシステムを併用しているものであれば、どのようにブレーキシシステムにも適用できる。

【0080】

【発明の効果】

以上の説明から明らかなように、請求項1ないし5の各発明のブレーキ増圧マスタシリンダによれば、ストロークシミュレータによりポンプ吐出圧に応じて入力軸のストロークをマスタシリンダピストンのストロークより小さくできる。

また、液圧制御が容易なポンプ吐出圧によりブレーキ力を増圧しているので、従来のブレーキ倍力装置のみによるブレーキシシステムよりも、ブレーキ力の制御を容易にかつきめ細かく行うことができる。

【0081】

特に、請求項2の発明によれば、圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧とストローク制御スプリングのスプリング力と入力とをバランスさせて、入力軸のストロークを短縮するようにしているので、入力軸のストロークを短縮させるストロークシミュレータの構成を簡単にできる。

また、請求項3の発明によれば、他のブレーキシシステムの非作動および作動に関係なく、入力軸のストロークをほぼ同じストロークにできる。

更に、マスタシリンダピストンのストロークあるいはマスタシリンダ圧を基準にしているため、操作フィーリングを損うことなく、従来のブレーキシシステムに対して入力軸のストロークを短縮でき、良好なペダルフィーリングを得ることができる。

【0082】

更に、請求項5の発明によれば、ブレーキ力をポンプ吐出圧で直接増圧しているので、従来のブレーキ倍力装置が省略されてもブレーキ操作力を効果的に倍力することが可能となる。したがって、ブレーキ倍力装置を省略することで、大きなブレーキ力を得つつ、ブレーキシシステムをシンプルにすることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明に係るブレーキ増圧マスタシリンダの実施の形態の第 1 例における増圧制御部とマスタシリンダ圧発生部とを詳細に示す断面図である。

【図 2】 図 2 はこの第 1 例のブレーキ増圧マスタシリンダの液圧制御回路を模式的に示す図である。

【図 3】 図 1 に示すブレーキ増圧マスタシリンダのブレーキ特性を示し、(a) はペダル踏力に対する MCY 圧特性を示す図、(b) はブレーキ力を示す図、(c) はペダル踏力を示す図、(d) はペダル踏力に対するペダルストローク特性を示す図である。

【図 4】 本発明の実施の形態の第 2 例のブレーキ増圧マスタシリンダを示す断面図である。

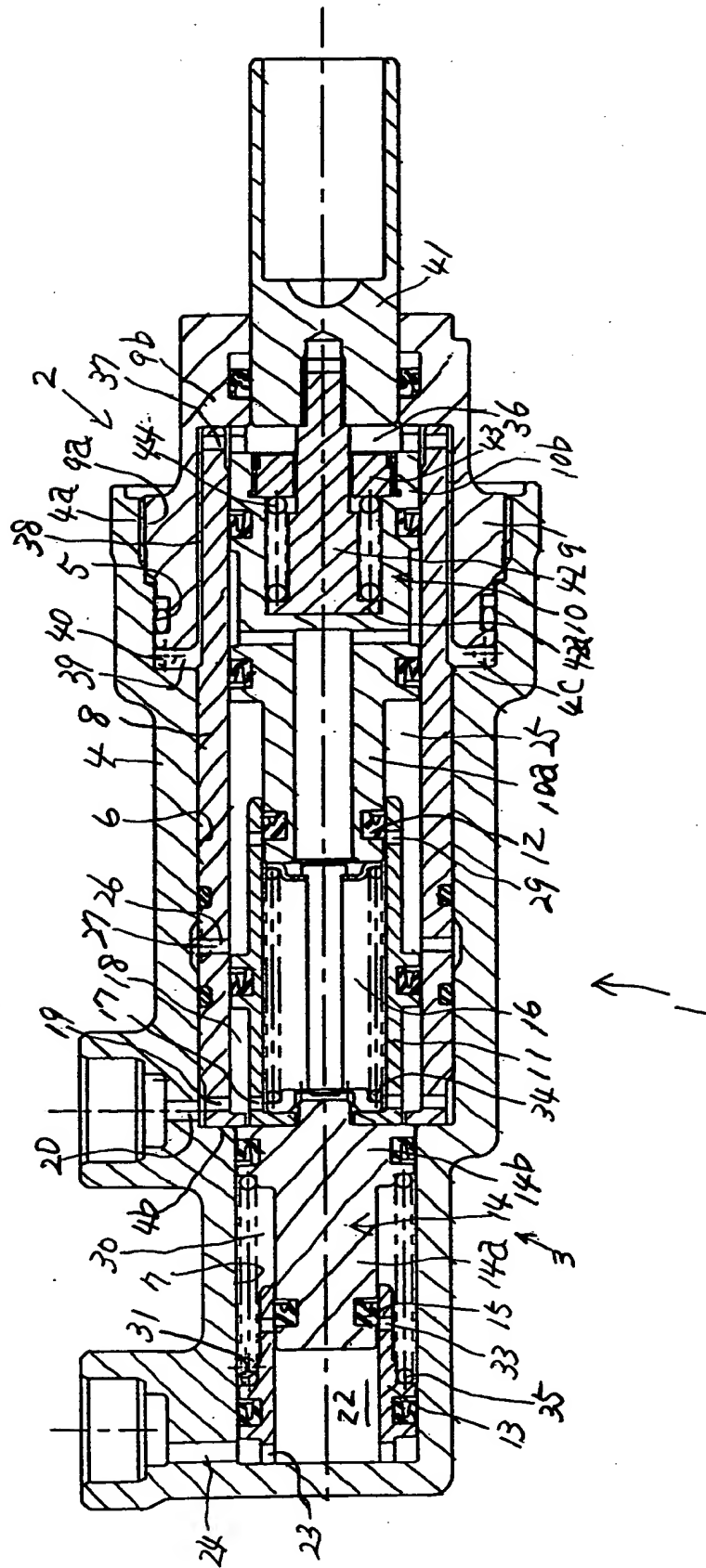
【符号の説明】

1 … ブレーキ増圧マスタシリンダ、 2 … 増圧制御部、 3 … マスタシリンダ圧発生部、 4 …ハウジング、 10 … プライマリピストン、 12 … 第 1 カップシール、 14 … セカンダリピストン、 15 … 第 2 カップシール、 16 … 第 1 大気圧室、 22 … 第 2 大気圧室、 25 … 第 1 MCY 圧室、 28, 32 … ホイールシリンダ、 30 … 第 2 MCY 圧室、 36 … ポンプ吐出圧室、 40 … ポンプ吐出圧導入口、 41 … 入力軸、 44 … ストローク制御スリーブ、 45 … ポンプ、 47 … 圧力制御弁、 60 … 低圧アキュムレータ、 62 … 第 1 開閉弁、 65 … 第 1 圧力制御弁、 66 … 第 2 圧力制御弁、 68 … 第 2 開閉弁

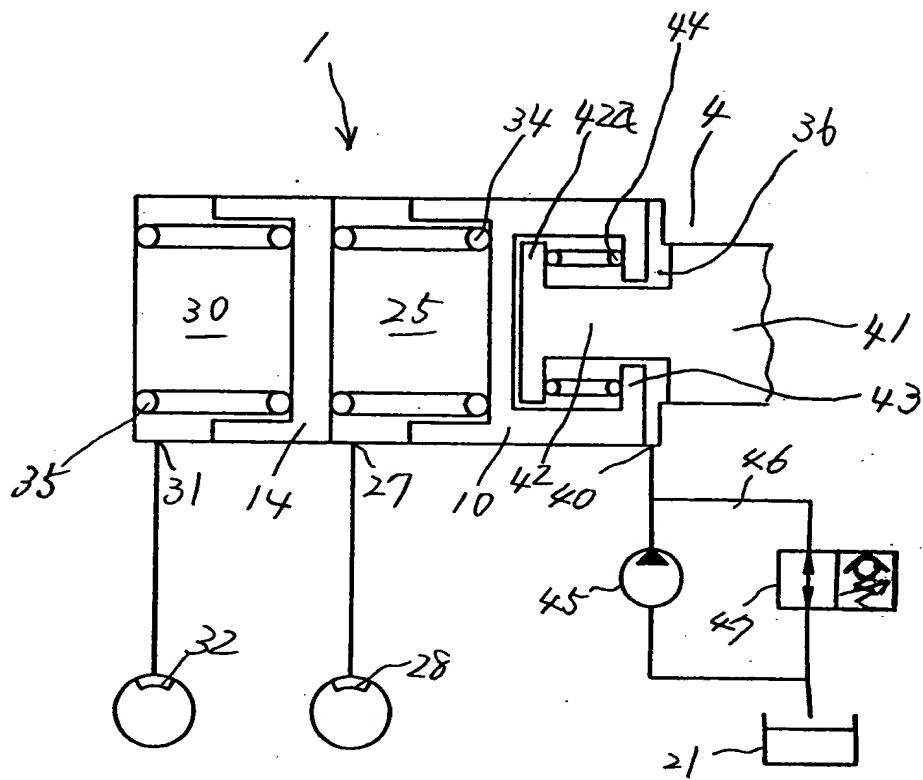
特 2 0 0 0 - 1 2 0 6 8 5

【書類名】 図面

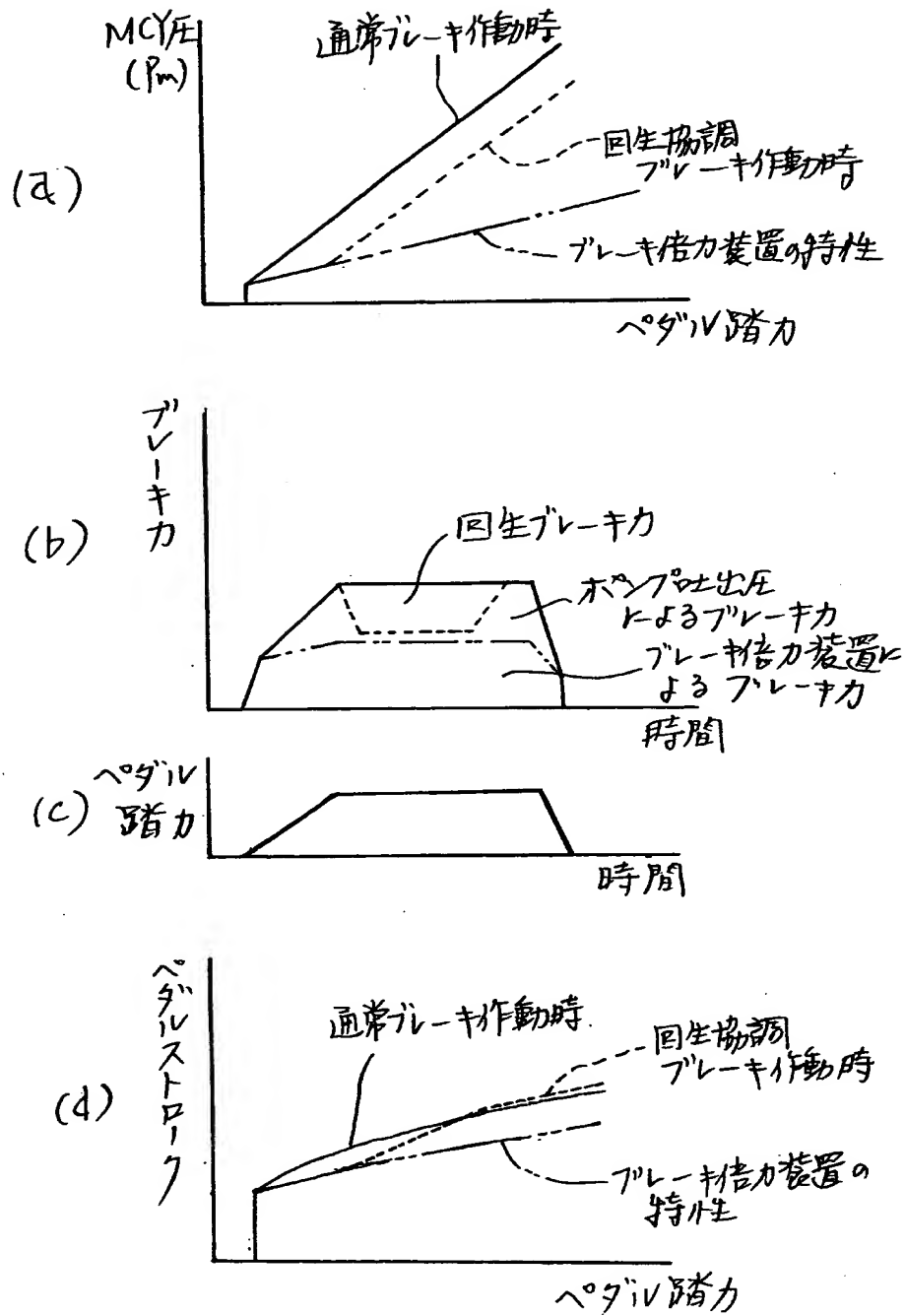
【図 1】



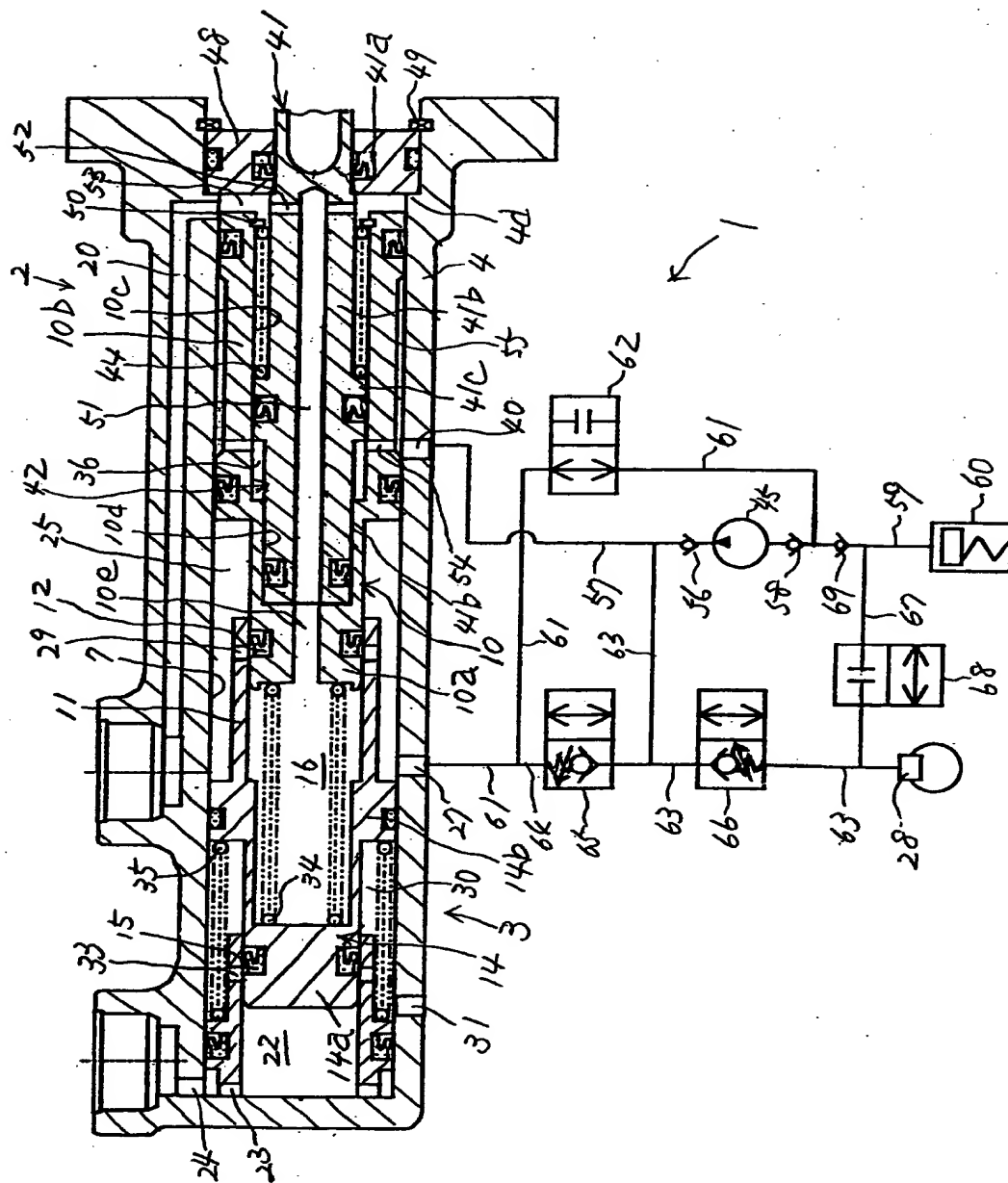
【図2】



【図3】



【図 4】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムの作動、非作動に関係なく、ペダル踏力に対する車両減速度（ブレーキ力）やペダルストロークをほぼ同じにするブレーキ特性が得られるブレーキ増圧マスタシリンダを提供する。

【解決手段】 ポンプ 4 5 の吐出圧が圧力制御弁 4 7 でペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調圧されてポンプ吐出圧室 3 6 に供給される。通常ブレーキ作動時はポンプ吐出圧が大きく調圧されるので大きな M C Y 圧が得られる。このとき、プライマリピストン 1 0 のストロークが大きいが入力軸 4 1 のストロークは小さい。回生協調ブレーキ作動時はポンプ吐出圧が小さく調圧されるので小さな M C Y 圧が得られ、回生協調ブレーキ力の分だけ、M C Y 圧によるブレーキ力が小さくなる。このとき、ピストン 1 0 のストロークが小さいが、M C Y 圧が小さいので、入力軸 4 1 のストロークは通常ブレーキ作動時とほぼ同じになる。

【選択図】 図 2

【書類名】 出願人名義変更届

【整理番号】 JK00401K

【提出日】 平成13年 3月28日

【あて先】 特許庁長官殿

【事件の表示】

【出願番号】 特願2000-120685

【承継人】

【識別番号】 000004260

【氏名又は名称】 株式会社デンソー

【承継人代理人】

【識別番号】 100094787

【弁理士】

【氏名又は名称】 青木健二

【承継人代理人】

【識別番号】 100088041

【弁理士】

【氏名又は名称】 阿部龍吉

【承継人代理人】

【識別番号】 100092495

【弁理士】

【氏名又は名称】 蛭川昌信

【承継人代理人】

【識別番号】 100092509

【弁理士】

【氏名又は名称】 白井博樹

【承継人代理人】

【識別番号】 100095120

【弁理士】

【氏名又は名称】 内田亘彦

【承継人代理人】

【識別番号】 100095980

【弁理士】

【氏名又は名称】 菅井英雄

【承継人代理人】

【識別番号】 100097777

【弁理士】

【氏名又は名称】 菰澤 弘

【承継人代理人】

【識別番号】 100091971

【弁理士】

【氏名又は名称】 米澤 明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 014904

【納付金額】 4,200円

【ブルーフの要否】 要

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 0 - 1 2 0 6 8 5
受付番号	5 0 1 0 0 4 4 8 5 6 9
書類名	出願人名義変更届
担当官	角田 芳生 1 9 1 8
作成日	平成 1 3 年 5 月 1 6 日

<認定情報・付加情報>

【承継人】

【識別番号】	000004260
【住所又は居所】	愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地
【氏名又は名称】	株式会社デンソー

【承継人代理人】

申請人	
【識別番号】	100094787
【住所又は居所】	東京都台東区上野 3 丁目 1 6 番 3 号 上野鈴木ビル (7 階) 梓特許事務所
【氏名又は名称】	青木 健二

【承継人代理人】

【識別番号】	100088041
【住所又は居所】	東京都台東区上野 3 丁目 1 6 番 3 号 上野鈴木ビル (7 階) 梓特許事務所
【氏名又は名称】	阿部 龍吉

【承継人代理人】

【識別番号】	100092495
【住所又は居所】	東京都台東区上野 3 丁目 1 6 番 3 号 上野鈴木ビル (7 階) 梓特許事務所
【氏名又は名称】	蛭川 昌信

【承継人代理人】

【識別番号】	100092509
【住所又は居所】	東京都台東区上野 3 丁目 1 6 番 3 号 上野鈴木ビル (7 階) 梓特許事務所
【氏名又は名称】	白井 博樹

【承継人代理人】

【識別番号】	100095120
【住所又は居所】	東京都台東区上野 3 丁目 1 6 番 3 号 上野鈴木ビル (7 階) 梓特許事務所

次頁有

認定・付加情報（続き）

【氏名又は名称】	内田 亘彦
【承継人代理人】	
【識別番号】	100095980
【住所又は居所】	東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
【氏名又は名称】	菅井 英雄
【承継人代理人】	
【識別番号】	100097777
【住所又は居所】	東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
【氏名又は名称】	菫澤 弘
【承継人代理人】	
【識別番号】	100091971
【住所又は居所】	東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
【氏名又は名称】	米澤 明

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000181239]

1. 変更年月日	1999年 9月30日
[変更理由]	名称変更
住 所	東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号
氏 名	ボッシュ ブレーキ システム株式会社

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000004260]

1. 変更年月日	1996年10月 8日
[変更理由]	名称変更
住 所	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
氏 名	株式会社デンソー